

VŠB - Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Katedra částí a mechanismů strojů

Konstrukce zámku sedadel osobního vozidla

Design of an Automobile Seat Locking Device

Student:

Roman Kučera

Vedoucí bakalářské práce:

Ing. Daniel Pišťáček, Ph.D.

Ostrava 2012

## Zadání bakalářské práce

Student: **Roman Kučera**  
Studijní program: **B2341 Strojírenství**  
Studijní obor: **2302R010 Konstrukce strojů a zařízení**  
Specializace: **40 Konstrukce strojních dílů a skupin**  
Téma: **Konstrukce zámku sedadel osobního vozidla**  
**Design of an Automobile Seat Locking Device**

### Zásady pro vypracování:

Vypracujte konstrukční návrh zámku sklopných sedadel osobního vozidla dle zadaných podmínek, vytvořte výkres sestavy a vybraný výrobní výkres. Zpracujte úvod, specifikaci, zástavbu ve vozidle, řešete podobných zařízení a konstrukční návrh se základními výpočty pro zadané podmínky. Min. rozsah práce bez příloh je 35 stran.

### Zadané podmínky:

- hmotnost zámku cca 400 g,
- mezní namáhání:  $F_x = 45 \text{ kN}$ ,  $F_y = 10 \text{ kN}$ ,  $F_z = 15 \text{ kN}$ , otevírací síla max. 50 N, zavírací síla max. 200 N,
- ostatní podmínky podle požadavků odběratele a výrobního podniku.

### Seznam doporučené odborné literatury:

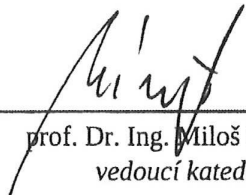
KALÁB, Květoslav. *Části a mechanismy strojů pro bakaláře. Části pohonů strojů*. 1. vyd. Ostrava: VŠB-Technická univerzita Ostrava, 2008. 130 s. ISBN 978-80-248-1860-3.  
KALÁB, Květoslav. *Části a mechanismy strojů pro bakaláře. Části spojovací*. 1. vyd. Ostrava: VŠB-Technická univerzita Ostrava, 2007. 91 s. Dotisk 1. vyd. 2008. ISBN 978-80-248-1290-8.  
MORAVEC, Vladimír, HAVLÍK, Jiří. *Výpočty a konstrukce strojních dílů*. 1. vyd. Ostrava: VŠB-Technická univerzita Ostrava, 2005. 72 s. ISBN 80-248-0878-1.  
LEINVEBER, Jan, VÁVRA, Pavel. *Strojnické tabulky*. 3. dopl. vyd. Úvaly: ALBRA – pedagogické nakladatelství, 2006. ISBN 80-7361-033-7.

Formální náležitosti a rozsah bakalářské práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.


Vedoucí bakalářské práce: **Ing. Daniel Pišťáček, Ph.D.**

Datum zadání: 16.12.2011

Datum odevzdání: 21.05.2012

  
prof. Dr. Ing. Miloš Němček  
vedoucí katedry

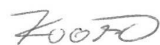


  
prof. Ing. Radim Farana, CSc.  
děkan fakulty

### **Místopřísežné prohlášení studenta**

Prohlašuji, že jsem celou bakalářskou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího bakalářské práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě 18.5.2012 .....


 .....

podpis studenta

Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že na moji bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb. – autorský zákon, zejména §35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a §60 – školní dílo.
- беру на ве́доміі, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava, (dále jen VŠB-TUO), má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě bakalářskou práci užít (§35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že jeden výtisk bakalářské práce bude uložen v Ústřední knihovně VŠB-TUO k prezenčnímu nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího bakalářské práce. Souhlasím s tím, že údaje o bakalářské práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu §12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – bakalářskou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- беру на ве́доміі, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č.111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě 18.5.2012 .....

.....  


podpis

Jméno a příjmení autora práce: Roman Kučera

Adresa trvalého pobytu studenta: 8. Května 764, Velká Bystřice, 78353



## ANOTACE BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

KUČERA R. *Konstrukce zámku sedadel osobního vozidla. Bakalářská práce.* Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra částí a mechanismů strojů 347, 2012, 35 s. Vedoucí práce: Pišťáček, D.

Bakalářská práce se zabývá návrhem zámku sedadla osobního vozidla pro sklopení třímiestného sedadla pomocí podlahového ovládání. Před určením návrhu je třeba vytvořit sled průzkumu zámku sedadel osobního vozidla. Po výběru vhodného zámku se vytvoří konstrukční řešení tak, aby odpovídalo požadavkům odběratele. Konstrukce zámku musí splňovat podmínky a parametry dané odběratelem. Jako hlavní je hmotnost zámku, zástavba ve vozidle, mezní namáhání, otevírací a zavírací síla. Součástí práce je výkresová dokumentace, která byla vytvořena v programu Catia V5R19.

## ANOTATION OF BACHELOR WORK

KUČERA, R. *Design of an Automobile Seat Locking Device. Bachelor Thesis.* Ostrava: VŠB – Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Machineparts and Mechanism – 347, 2012, 35 p. Thesis head: Pišťáček, D.

This thesis describes the design of the vehicle seat lock for tilting of three seats with floor control. Prior to determining the proposal is necessary to create a sequence of personal exploration lock seat and lock off vehicle. After selection of a suitable design is created so that it meets customer requirements. Construction of the lock meet the conditions and parameters of the main customer. As the weight of the lock, cover area in the vehicle, lifting stress, opening and closing force. Components of this work is the drawings documentation file that was created in Catia V5R19.

# Obsah

<b>Seznam použitých značek a symbolů .....</b>	<b>8</b>
<b>Úvod.....</b>	<b>10</b>
Cíle bakalářské práce.....	10
<b>1 Věnování společnosti Brano a.s. ....</b>	<b>11</b>
1.1 Historie Firmy Brano, a.s. ....	11
1.2 Současnost .....	11
<b>2 Vysvětlení pojmu zámek sedadel .....</b>	<b>12</b>
2.1 Popis zámku sedadel .....	13
2.2 Ovládání zámku sedadel .....	13
<b>3 Průzkum zámků sedadel .....</b>	<b>14</b>
3.1 Zámek sedadel Audi Pikes Pike .....	14
3.2 Zámek sedadel Ford Galaxy .....	14
3.3 Zámek sedadel Lancia 846 .....	15
3.4 Zámek sedadel Porsche 9x1 .....	15
<b>4 Koncept pro sklopení zadního třímístného sedadla .....</b>	<b>16</b>
4.1 Popis podlahového pákového mechanismu .....	17
<b>5 Vlastní provedení zámku sedadla.....</b>	<b>18</b>
5.1 Popis dílů zámku sedadel .....	18
5.2 Zástavba zámku sedadla v noze sedadla.....	20
5.3 Vizualizace zámku sedadla v zavřené poloze .....	21
5.4 Vizualizace zámku sedadla v otevřené poloze .....	21
<b>6 Mezní namáhání na zámku sedadla .....</b>	<b>22</b>
<b>7 Výpočet a průběh ohybových momentů a posouvajících sil v ose x silou <math>F_x</math> .....</b>	<b>23</b>
7.1 Výpočet a průběh ohybových momentů a posouvajících sil v rovině x - z .....	23
7.2 Výpočet a průběh ohybových momentů a posouvajících v rovině x - y.....	25
7.3 Výpočet průměru šroubu (čepu) z podmínky pro ohyb.....	26
<b>8 Výpočet napětí, deformace a průhybu na rohatce a západce.....</b>	<b>28</b>
8.1 Výpočet napětí na rohatce a západce v ose X.....	29
8.2 Výpočet napětí na rohatce a západce v ose Y.....	30
8.3 Výpočet napětí na rohatce a západce v ose z .....	31
<b>9 Návrh a výpočet zkrutných pružin zámku sedadla .....</b>	<b>32</b>
9.1 Návrh a výpočet zkrutné pružiny západky .....	32
9.2 Návrh a výpočet zkrutné pružiny rohatky.....	36

<b>10</b>	<b>Závěr.....</b>	<b>40</b>
<b>11</b>	<b>Použitá literatura .....</b>	<b>41</b>
<b>12</b>	<b>Seznam příloh .....</b>	<b>42</b>

## Seznam použitých značek a symbolů

R	reakční síla zámku	[N]
F	mezní namáhání na zámek sedadla	[N]
a	délka	[mm]
b	délka	[mm]
c	délka	[mm]
d	délka	[mm]
M <sub>o</sub>	ohybový moment zámku sedadla	[N.mm]
T	posouvající síla zámku	[N]
$\sigma_{o\check{s}}$	ohybové napětí šroubu	[MPa]
M <sub>Oš</sub>	ohybový moment šroubu	[N.mm]
W <sub>Oš</sub>	modul průřezu šroubu	[mm <sup>3</sup> ]
$\sigma_{Do\check{s}}$	dovolené napětí šroubu	[MPa]
R <sub>e</sub>	mez kluzu v tahu	[MPa]
R <sub>m</sub>	mez pevnosti v tahu	[MPa]
A	tažnost	[%]
p <sub>D</sub>	dovolený tlak	[MPa]
k <sub>s</sub>	statická bezpečnost	[-]
d <sub>š</sub>	průměr šroubu	[mm]
p <sub>1</sub>	napětí v tlaku	[MPa]
t	tloušťka plechu	[mm]
f <sub>r</sub>	průhyb na rohatce	[mm]
f <sub>z</sub>	průhyb na západce	[mm]
e <sub>r</sub>	deformace na rohatce	[mm/mm]
e <sub>z</sub>	deformace na západce	[mm/mm]
$\sigma_r$	napětí na rohatce	[MPa]
$\sigma_z$	napětí na západce	[MPa]
F <sub>8otmax</sub>	otevírací síla zámku	[N]

$F_{8\text{zavmax}}$	zavírací síla zámku	[N]
$d_p$	průměr drátu pružiny	[mm]
$D_{p2}$	vnitřní průměr pružiny	[mm]
$R_{1p}$	rameno pracovní síly vyvinuté pružinou	[mm]
$R_{2p}$	rameno podpůrné síly vyvinuté pružinou	[mm]
$n_p$	počet činných závitů pružiny	[-]
$\sigma_A$	dovolené napětí v ohybu materiálu pružiny	[MPa]
$E_p$	modul pružnosti pružiny v tahu	[MPa]
$\varphi_{1p}$	minimální úhel pracovního ramene pružiny	[°]
$D_p$	střední průměr pružiny	[mm]
$M_{1p}$	krouticí moment pružiny v předpruženém stavu	[N.m]
$F_{1p}$	pracovní síla pružiny v předpruženém stavu	[N]
$\varphi_{hp}$	úhel pracovního zdvihu pružiny	[°]
$\varphi_{8p}$	maximální úhel pracovního ramene pružiny	[°]
$M_{8p}$	krouticí moment pružiny v plnězatíženém stavu	[N.m]
$F_{8p}$	pracovní síla pružiny v plnězatíženém stavu	[N]
$K_{fp}$	součinitel koncentrace napětí pružiny	[-]
$i_p$	poměr vinutí pružiny	[-]
$\sigma_{1p}$	ohybové napětí materiálu pružiny v předpruženém stavu	[MPa]
$\sigma_{8p}$	ohybové napětí materiálu pružiny v plnězatíženém stavu	[MPa]

## Úvod

Cílem této bakalářské práce je návrh zámku třímístného sedadla osobního vozidla pro funkci podlahového ovládání sklopení sedadla pro automobil Renault Traffic. Konstrukční návrh musí obsahovat veškeré podmínky zadané odběratelem. Hlavní podmínkou je samostatná hmotnost zámku sedadla + mezní namáhání včetně otevírací a zavírací síly zámku.

Před samostatným návrhem je třeba vytvořit sled průzkumu zámku jiných typů automobilů a porovnat jejich parametry s návrhem této koncepce.

Obsah této bakalářské práce tvoří vhodné konstrukční řešení a funkci zámku při polohování sklopení sedadla a zpětného chodu. Připevnění zámku ke konstrukci nohy sedadla bude řešeno formou šroubového spojení.

### Cíle bakalářské práce

- vysvětlení pojmu zámek sedadel
- průzkum zámku sklopných sedadel
- koncept pro sklopení třímístného sedadla pro automobil Renault Traffic
- vlastní návrh zámku třímístného sedadla
- vizualizace zástavby ve vozidle
- konstrukční návrh se základními výpočty pro zadané podmínky

# **1 Věnování společnosti Brano, a.s.**

Firma Brano, a.s. jako součást skupiny Brano Group je společenstvem, které má významnou pozici zejména v Moravskoslezském kraji na trhu práce. Skupina Brano Group, a.s. se převážně specializuje na výrobu pro automobilový průmysl. Mezi její hlavní výrobky patří zamykací a zavírací systémy, manipulační technika a drobné odlitky.

## **1.1 Historie Firmy Brano, a.s.**

Historie firmy Brano, a.s. spadá až k letopočtu 28. 10. 1862. V té době se továrna specializovala na výrobu drobného železářského zboží.

V letech 1927 americká společnost YALE and Town Manufacturing Co., Stamford převzala továrnu a tím nastartovala hromadnou produkci různých typů hydraulických dveřních zavíračů, zámků a navíc řehťákových zvedáků.

V době 2. světové války se musela výroba podřídit německé armádě. Po 2. světové válce v roce 1946 se majitelem továrny stává stát a vlivem státu došlo ke změně názvu na Branecké železářny, n.p. Od této doby se produktivita opětovně rozšiřuje a klade důraz na výrobu zadlabávací a visací zámky, stavební kování, zavírače, autozámky či ruční kladkostroje.

V roce 1992 dojde pod vlivem privatizace k založení Brano, a.s., se sídlem v Hradci nad Moravicí.

V roce 2000 vstupuje firma Brano, a.s. do akciové společnosti ATESO a tím vzniká skupina Brano Group, a.s.

## **1.2 Současnost**

Skupina Brano Group, a.s. se v současné době skládá ze společností kromě Brano, a.s., také Branoros, a.s., která působí v ruské federaci, společnosti Aftermarket, s.r.o., Branomarket, s.r.o., Brano Slovakia, s.r.o. a Deltacol CZ, s.r.o.

Hlavními stavebními kameny pro tuto skupinu je vytvářet strategické vztahy na globálním trhu, vhodně naplňovat představy a očekávání obchodních partnerů a to cestou dynamiky, kvality, inovativnosti, profesionality a výkonnosti.



## 2 Vysvětlení pojmu zámek sedadel

Zámek sedadel se myslí mechanismus, který slouží ke sklopení autosedaadla či opěradla, hlavně pro osobní a také pro vícemístné osobní automobily.

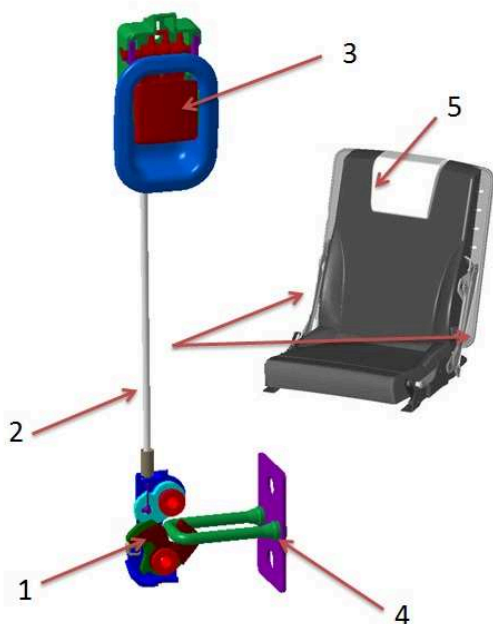
Sklopení opěradla může sloužit k rozložení do vodorovné polohy či ke sklopení k účelu přepravy rozměrnějších věcí.

Sklopení sedadla slouží převážně k většímu prostoru při nastupování cestujících k zadním sedadlům nebo ke sklopení k účelu přepravy rozměrnějších věcí.

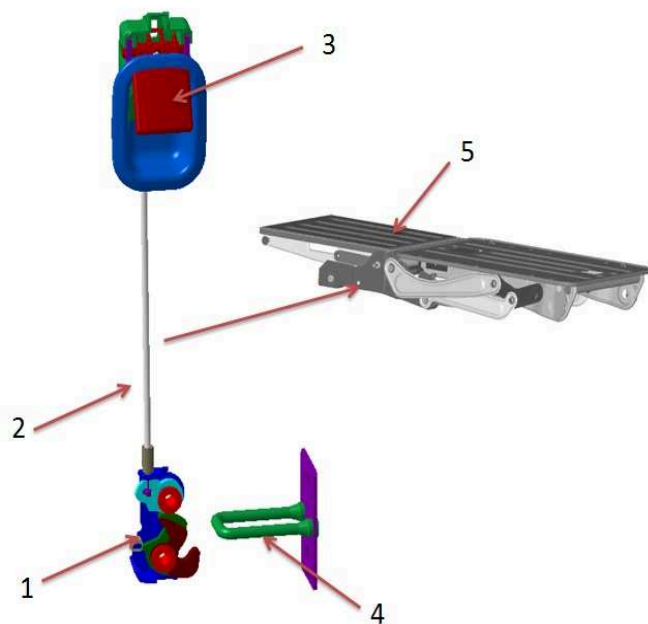
Ke konstrukci sedadla se přidal zámek, který se ovládá pomocí různých metod ovládání např. přes bowden s pákou nebo pomocí páky.

Na obr. 2.1 je znázorněno sedadlo ve výchozí poloze se zámkem v zavřené poloze.

Na obr. 2.2 je znázorněno sedadlo ve sklopené poloze se zámkem v otevřené poloze.



Obr. 2.1 Sedadlo se zámkem  
v zavřené poloze



Obr. 2.2 Sedadlo se zámkem  
v otevřené poloze

1 – zámek sedadla, 2 – bowden, 3 – páka

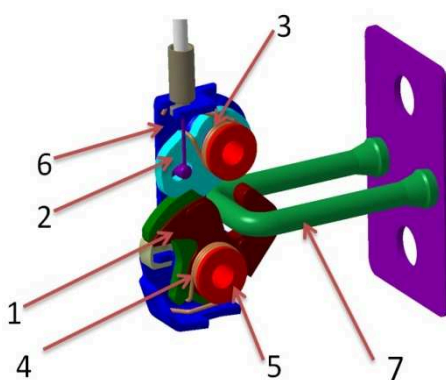
4 – třmen s deskou, 5 – sedadlo

## 2.1 Popis zámku sedadel

Hlavní nezbytnou konstrukční součástí zámku sedadel je rohatka (1) a západka (2). Rohatka v zámku slouží k zachycení a udržení autosedadla či opěradla přes třmen (7). Západka v zámku slouží k otevření zámku sedadel a navíc také k udržení rohatky v zavřené poloze zámku.

Tyto dva nejdůležitější prvky jsou hlavní stavbou celého zámku a jsou na ně kladeny speciální nároky.

K tomu, aby takový zámek fungoval správně, je zapotřebí použít vhodnou zkrutnou pružinu jak na rohatku (4), tak i na západku (3), která musí být schopna přenést otevírací a zavírací sílu. Vše je pevně uchyceno přes pouzdra (5) v základní desce (6).



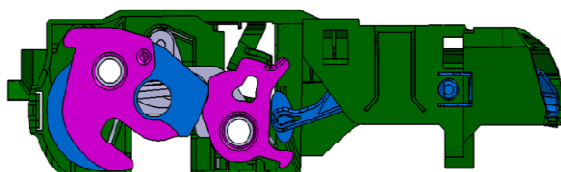
Obr. 2.3 Zámek sedadel

## 2.2 Ovládání zámku sedadel

Na obr. 2.1, 2.2 je vidět ovládání pomocí páky a bowdenu. Bowden je uchycen v západce na straně jedné a na straně druhé je uchycen v páce. Páka uvolní přes bowden silou západku a tím se uvolní zámek a dostane sedadlo do sklopené polohy.

Při zpětném chodu se sedadlo se zámkem dostane do výchozí polohy tak, že se zámek přetlačující silou zaklíní o třmen a opěradlo tak zůstane pevně přichycené ve třmenu.

Na obr. 2.4 je ukázka zámku, který se ovládá pomocí páky, která je uchycena v plastovém tělese.



Obr. 2.4 Zámek sedadel ovládání pomocí páky

### 3 Průzkum zámků sedadel

Před vlastním konstrukčním návrhem je zapotřebí prozkoumat určité typy zámku sedadel, které by podle své konstrukce odpovídali návrhu zámku pro sklopení třímístného sedadla pro automobil Renault Traffic.

#### 3.1 Zámek sedadel Audi Pikes Pike

Tento typ zámku (obr. 3.1) je použit pro sklopení opěradla středových sedadel pro vícemístný automobil Audi Pikes Pike (obr. 3.2). Ovládání funguje na principu bowdenu (táhla), které přes ovládací páku otevře zámek a tím dojde ke sklopení opěradla.



Obr. 3.1 Zámek sedadel Audi PP [11]



Obr. 3.2 Automobil Audi PP [7]

#### 3.2 Zámek sedadel Ford Galaxy

Konstrukce tohoto zámku (obr. 3.3) vychází z podobného principu jako u zámku Audi Pikes Pike. Samostatná stavba zámku je navržena z obdobného složení jako jsou rohatka, západka, pružiny, pouzdra a základní deska. Tento typ zámku se od Audi PP rozlišuje tím, že je mírně tvarově i materiálově rozdílný.

Na obr. 3.4 je znázorněn typ automobilu, pro který se tento zámek vyrábí.



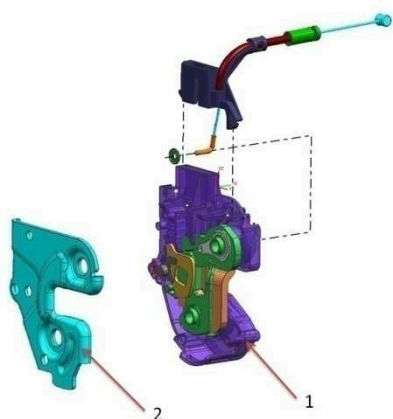
Obr. 3.3 Zámek sedadel Ford Galaxy [11]



Obr. 3.4 Automobil Ford Galaxy [8]

### 3.3 Zámek sedadel Lancia 846

Lancia 864 (obr. 3.6) je třímístný automobil, pro který byl navržen tento typ zámku, který slouží ke sklopení předního sedadla. Zámek Lancia 846 (obr. 3.5) je ovládán pomocí bowdenu a páky. Vlastní konstrukce všech dílů je poněkud jiná než u zámku Audi PP nebo Fordu Galaxy. Pro tento zámek je hlavní nosnou konstrukcí plastové těleso (1), ve kterém je vše pevně přichyceno. Základní deska z oceli (2) slouží jako ochrana zámku.



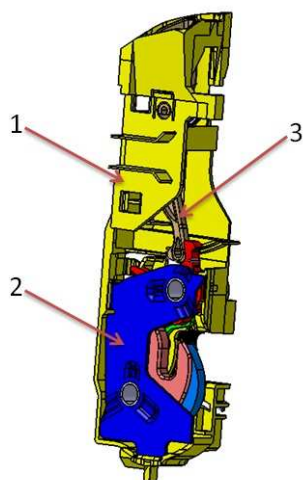
Obr. 3.5 Zámek sedadel Lancia 846



Obr. 3.6 Automobil Lancia 846 [9]

### 3.4 Zámek sedadel Porsche 9x1

Konstrukce zámku sedadel Porsche 9x1 (obr. 3.7) i jeho ovládání je převážně jiná než u předchozích typů zámku. Díly, které tvoří funkci zámku rohatka se západkou jsou uloženy v plastovém tělese (1), které chrání základní deska (2) z oceli. K ovládání zámku slouží páka (3), která je také přichycena k plastovému tělesu a jejím úkolem je sklápění opěradla předního sedadla. Zámek se vyrábí pro automobil Porsche 9x1 (obr. 3.8).



Obr. 3.7 Zámek sedadel Porsche 9x1



Obr. 3.8 Automobil Porsche 9x1 [10]



## 4 Koncept pro sklopení zadního třímístného sedadla

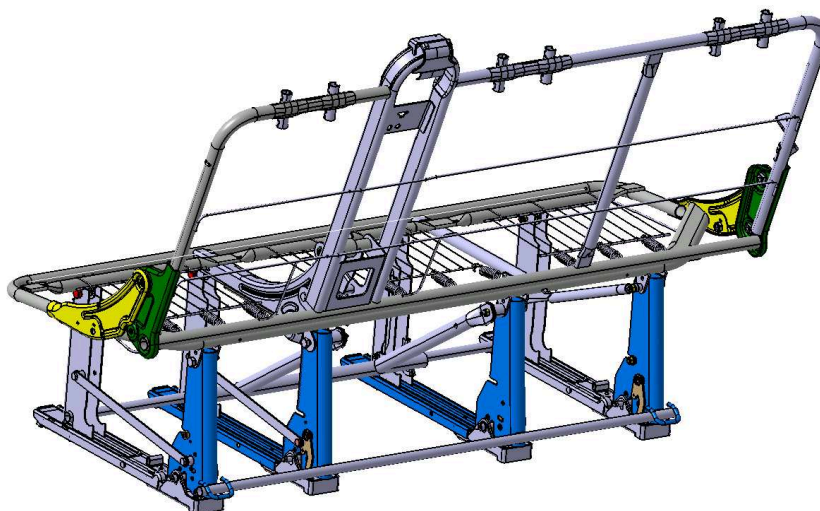
Pro vytvoření většího prostoru pro ukládání rozměrných věcí ve vícemístném automobilu typu Renault Traffic (obr. 4.1) bylo zapotřebí vymyslet způsob, který bude schopný sedadlo sklopit včetně opěradla sedadla ve směru jízdy.

Tento koncept byl navržen společností Renault, která navrhla stavbu zadního třímístného sedadla (obr. 4.2), který se bude ovládat pomocí podlahového pákového mechanismu (obr. 4.3). Odběratel potřeboval vyřešit upevnění třímístného sedadla k podlaze automobilu pomocí zámku sedadel.

V příloze D je znázorněno třímístné sedadlo z pohledu bokorysu.



Obr. 4.1 Automobil Renault Traffic [12]



Obr. 4.2 Třímístné sedadlo

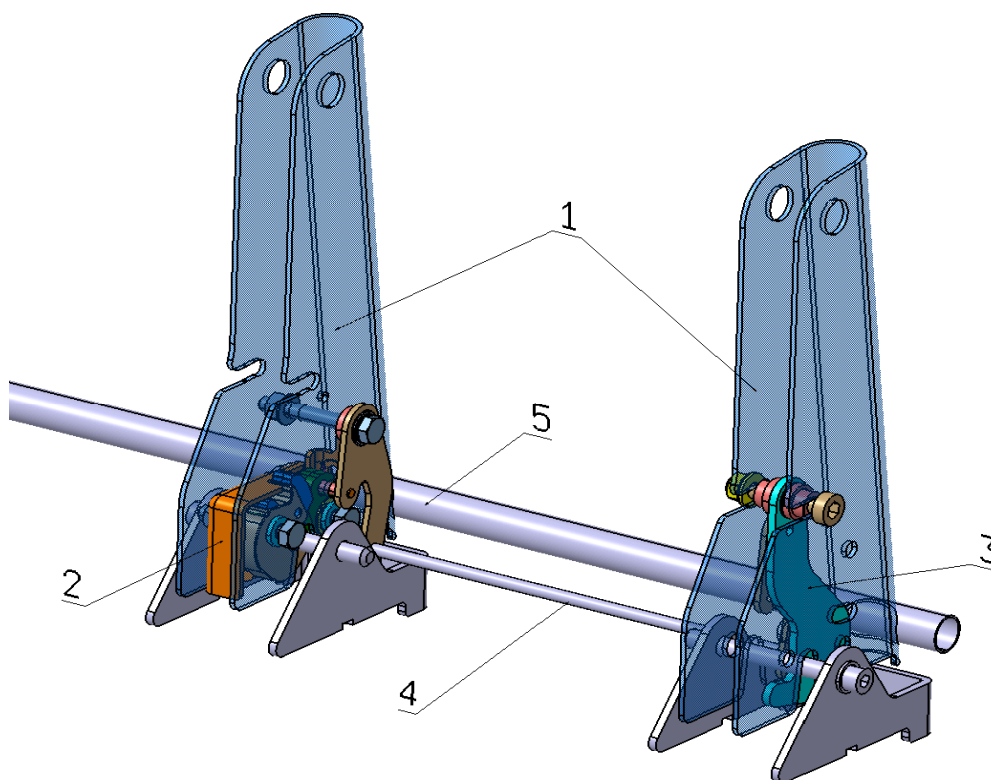
#### 4.1 Popis podlahového pákového mechanismu

Mechanismus je znázorněn na obr. 4.3, který se skládá ze zámku sedadla (2), ovládací páky (4) a háku (3). Tento mechanismus je rozdělen na pravou a levou stranu. Úkolem tohoto mechanismu je otevřít zámek a navíc odjistit pojistný hák.

Po odjištění zámku se sedadlo dostane do sklopené polohy (příloha F). Před samostatným sklopením sedadla se nejprve sklopí opěradlo (příloha E) a pak teprve se zvedne sedadlo.

Mechanismus se ovládá pomocí ovládací páky (4), která se přitlačí ke zvedací tyči (5) sedadla a tím se otevře zámek (2) na jedné straně a na straně druhé se odjistí hák (3) a sedadlo se sklopí. Sklopené sedadlo drží ve sklopené poloze písty, které zabrání samovolnému pádu dolů.

Při manipulaci do vodorovné polohy se zvedací tyč stlačí dolů společně s nohami sedadla, kde se při dotyku zámku o třmen sedadlo zajistí tak, aby drželo stabilně ve výchozí poloze.



Obr. 4.3 Mechanismus - podlahové pákové ovládání

## 5 Vlastní provedení zámku sedadla

Mým úkolem je vytvořit zámek, který bude schopný uvolnit třímístné sedadlo (obr. 4.2) z podlahy pomocí pákového mechanismu (obr. 4.3).

Inspirací mi byl nejblíže typ zámku sedadel pro Ford Galaxy (obr. 3.3).

Zámek sedadel pro Ford Galaxy byl použit pro sklopení opěradla, tudíž byl konstruován tak, aby vydržel působení statických sil sedadla při rozjezdu a brždění automobilu a navíc byl schopný unést pomocí bowdenu přes pružiny otevírací a zavírací sílu pro opěradlo tak, aby zámek správně fungoval.

Představa odběratele je vytvořit zámek sklopných sedadel pomocí podlahového pákového mechanismu pro automobil Renault Traffic (obr. 4.1), který bude schopný vydržet mezní namáhání a tlumit rázy autosedačky při jízdě automobilu a navíc pro správnou funkci otevření a zavření zámku navrhnout zkrutné pružiny, vzhledem k zástavbě a hmotnosti zámku.

Zámek je rozdělen na pravou a levou stranu sedadla.

### 5.1 Popis dílů zámku sedadel

Na obr. 5.1 je znázorněna stavba samostatného zámku ve smontovaném stavu. Pro lepší vizualizaci je zámek znázorněn v rozpadovém stavu na obr. 5.2.

Zámek sedadel je složen ze základní desky (1) vyrobené z oceli S420MC tloušťky  $t = 2,5 \text{ mm}$  ČSN 42 5301.21 [4], která funguje jako nosná a tuhá konstrukce zámku.

Deska dorazu (2) je vyrobena z oceli 11 321 tloušťky  $t = 0,8 \text{ mm}$  ČSN 42 5301.21 [4] a slouží k uchycení dorazu.

Západka (3) slouží k udržení rohatky v zavřené poloze a navíc k otevření zámku. Pro tento typ zámku se západka nadimenzovala tak, že se skládá ze dvou částí stejné oceli 12 050 55HRC a stejné tloušťky  $t = 4,5 \text{ mm}$  ČSN 42 5301.21 [4], které jsou k sobě bodově přivařeny na obvodu.

Rohatka zaplastovaná (4) se skládá ze dvou stejně tlustých plechů o tloušťce  $t = 4,5 \text{ mm}$  ČSN 42 5301.21 [4] o oceli 12 050 55HRC, které jsou k sobě bodově svařeny. Po zavaření se rohatka zastříkne plastem. Rohatka plní funkci nejdůležitější a tj. udržet zámek v uzavřené poloze a odolat tak meznímu namáhání. Plast, který je zastříknut na rohatce slouží k tlumení rázu a vibrací autosedačky během jízdy automobilu.

Distanční kroužek (5) je vyroben z trubky TR 22x2,9-10 ČSN 42 5715.01 [4] a materiálu oceli 11 109, který slouží hlavně k uložení pružin rohatky a západky a vymezení dané vzdálenosti.



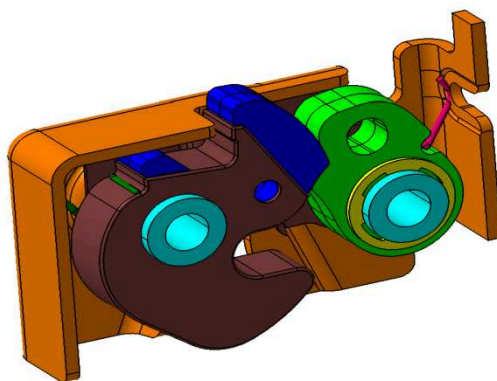
Pouzdra (6) jsou vyrobena z trubky TR 22 x 4-28 ČSN 42 5715.01 [4] a oceli 11 109, která slouží k uložení rohatky, západky, distančních kroužků a desky dorazu. Pouzdra jsou na konci roznýtována a samotnými pouzdry prochází šroub M12, který drží zámek pevně v noze autosedačky.

Pružina západky (7) je vyrobena z drátu EN 10270 – 1 – SM – 1,3 [2] o materiálu patentovaný drát, která plní funkci k zachycení a akumulaci sil západky.

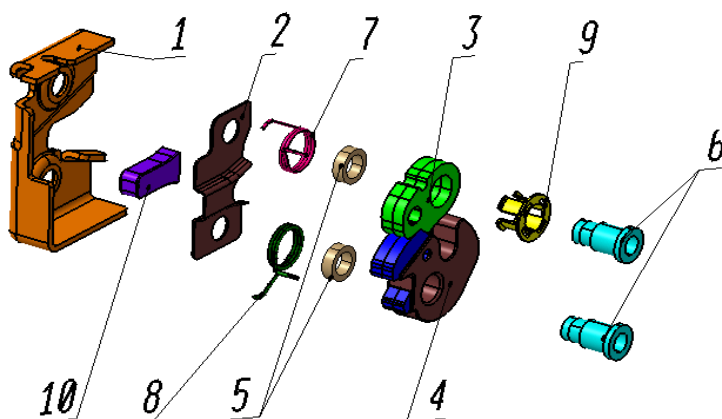
Pružina rohatky (8) je vyrobena z drátu EN 10270 – 1 – SM – 1,4 [2] o materiálu patentovaný drát, která slouží k zachycení a akumulaci sil na rohatce.

Plastový kryt západky (9) je vyroben z plastu PA66, který slouží jako prvek ke snížení tření a tím k lepší rotaci západky.

Doraz (10) slouží k tlumení vibrací a rázu sedadla během jízdy automobilem v zavřené poloze zámku a je vyroben z pryže NR 60ShA.



Obr. 5.1 Zámek ve smontovaném stavu



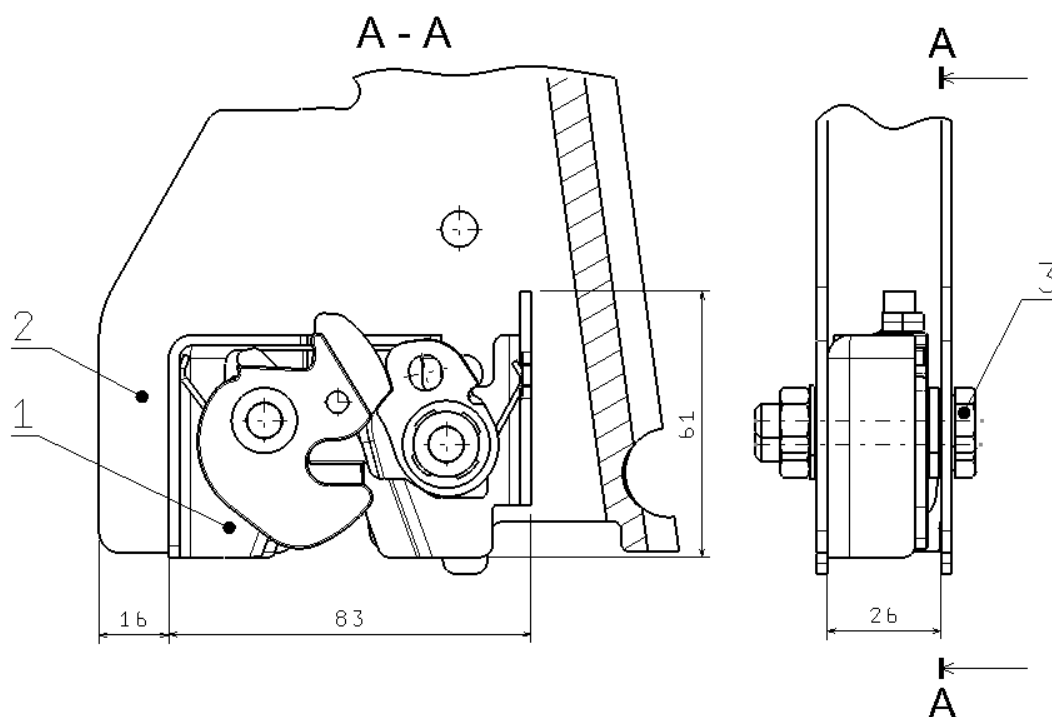
Obr. 5.2 Zámek v rozpadu a jeho části

#### **Jednotlivé části zámku:**

- 1 – základní deska, 2 – deska dorazu, 3 – západka, 4 – rohatka zaplastovaná
- 5 – distanční kroužek, 6 – pouzdro, 7 – pružina západky, 8 – pružina rohatky
- 9 – plastový kryt západky, 10 – doraz

## 5.2 Zástavba zámku sedadla v noze sedadla

Zámek sedadla (1) je navržen tak, aby se rozměrově zasadil do nohy sedadla (2) a zároveň nevážil více než 400g. Zámek se bude montovat do nohy sedadla pomocí šroubového spojení (3) přes pouzdra zámku šroubem a maticí. Noha autosedačky je z ocelového plechu tloušťky  $t = 2,5$  mm. Detailní pohled na zástavbu zámku sedadla v noze autosedačky je znázorněno na obr. 5.3.



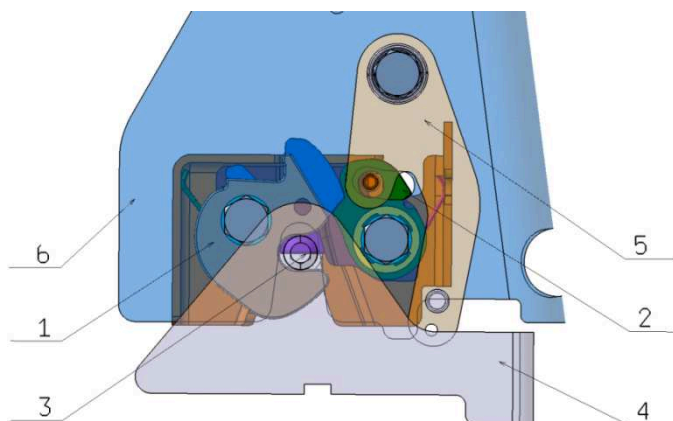
Obr. 5.3 Zástavba zámku sedadel

Popis částí: 1 – zámek sedadla, 2 – noha sedadla, 3 – šroubové spojení

### 5.3 Vizualizace zámku sedadla v zavřené poloze

Na obr. 5.4 je znázorněna zavřená poloha zámku sedadla. Zámek je zajištěn v uzavřené poloze pomocí západky (2), která drží rohátku (1) v zavřené poloze přes pružiny.

Rohatka drží celou stavbu sedadla přes třmen (3), který je uchycen v desce třmenu (4). Deska třmenu je uchycena k podlaze automobilu pomocí šroubového spojení. Noha (5) sedadla je taktéž znázorněna na obr. 5.4 pro lepší představu.



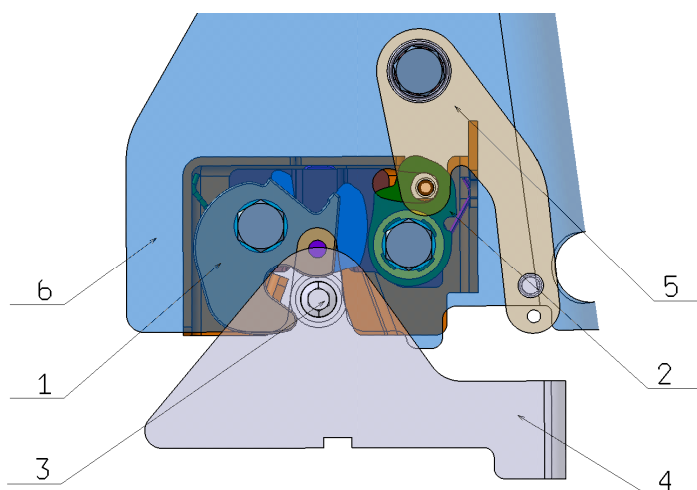
Obr. 5.4 Zavřená poloha zámku sedadla

### 5.4 Vizualizace zámku sedadla v otevřené poloze

Na obr. 5.5 je znázorněna otevřená poloha zámku sedadla. Zámek je otevřen pomocí ovládací páky (6), kde při stlačení ovládací páky dojde k uvolnění západky (2) a tím se rohátka (1) dostane do výchozí polohy.

Rohatka při uvolnění opustí třmen (3), který drží v desce třmenu (4) a tím dojde k uvolnění celého sedadla.

Noha (5) sedadla je taktéž znázorněna na obr. 5.5 pro lepší představu.



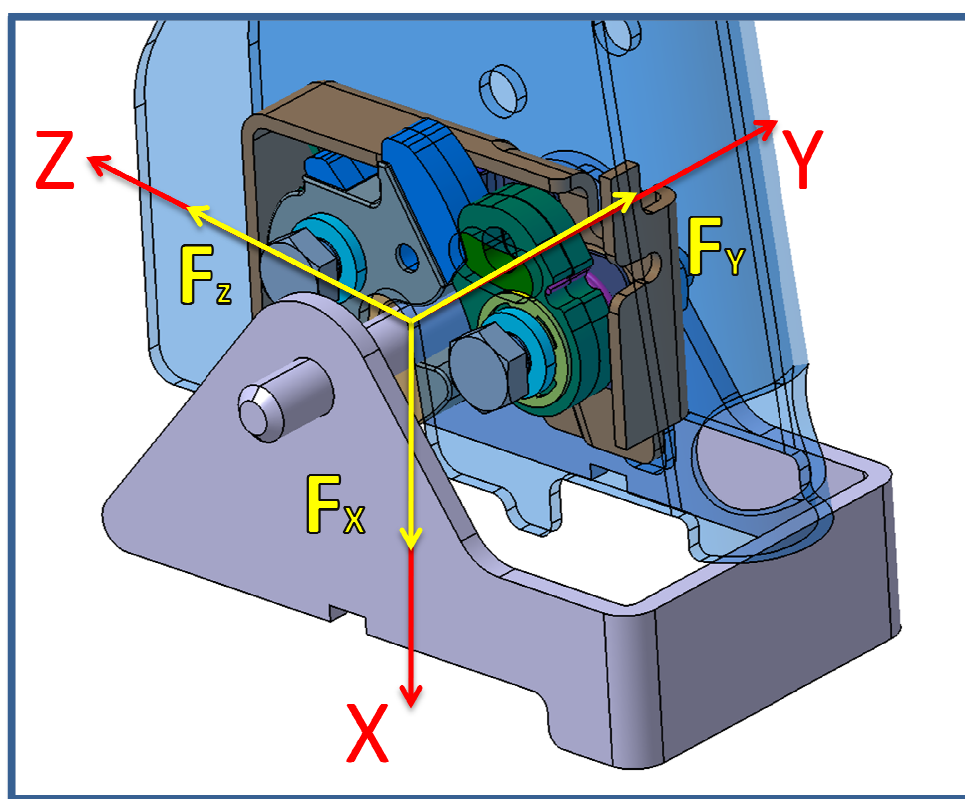
Obr. 5.5 Otevřená poloha zámku sedadla

## 6 Mezní namáhání na zámku sedadla

Na obr. 6.1 je znázorněn zámek sedadla s osovým systémem, který je umístěn a koncentrován v místě středu rohatky.

Pro tento osový systém jsou dány síly podle podmínek odběratele v ose  $X \rightarrow F_x = 45\text{kN}$ ,  $Y \rightarrow F_y = 10\text{kN}$ ,  $Z \rightarrow F_z = 15\text{kN}$ , které se budou jednotlivě po návrhu zámku zkoušet na trhacím stroji.

Toto extrémní působení sil se v provozu nejspíš neobjeví, ale vzhledem k bezpečnosti cestujících při provozu je třeba nadimenzovat zámek takovým způsobem, aby byl schopen vydržet i extrémní namáhání.



Obr. 6.1 Zámek sedadla s osovým systémem

Pro návrh a výpočet průměru otvoru pro šroubový spoj jsem počítal a uvažoval s maximální zatěžující silou  $F_x = 45\text{kN}$ .

## 7 Výpočet a průběh ohybových momentů a posouvajících sil v ose x silou $F_x$

### 7.1 Výpočet a průběh ohybových momentů a posouvajících sil v rovině x - z

Na obr. 7.1 je nakresleno působení sil na zámek v rovině x – z a průběhy ohybových momentů a posouvajících sil.

Výpočet byl proveden podle [5].

Výpočet reakcí:

$$\sum M_B = R_{Ax} \cdot b - F_x \cdot (b - a) = 0 \quad (7.1)$$
$$R_{Ax} = \frac{F_x \cdot (b - a)}{b} = \frac{45000 \cdot (42 - 14,7)}{42} = 29250 \text{ [N]}$$

$$\sum M_A = R_{Bx} \cdot b - F_x \cdot a = 0 \quad (7.2)$$
$$R_{Bx} = \frac{F_x \cdot a}{b} = \frac{45000 \cdot 14,7}{42} = 15750 \text{ [N]}$$

Průběh ohybových momentů a posouvajících sil v oblasti nárysu zámku:

Rovnice průběhu ohybových momentů:

$$M_{01} = R_{Ax} \cdot x_1 \quad (7.3)$$
$$x_1 = 0 \rightarrow M_{01} = 29250 \cdot 0 = 0 \text{ [Nmm]}$$
$$x_1 = a \rightarrow M_{01} = 29250 \cdot 14,7 = 429975 \text{ [Nmm]}$$

Rovnice průběhu posouvajících sil:

$$T_{x1} = R_{Ax} = 29250 \text{ [N]} \quad (7.4)$$

Rovnice průběhu ohybových momentů:

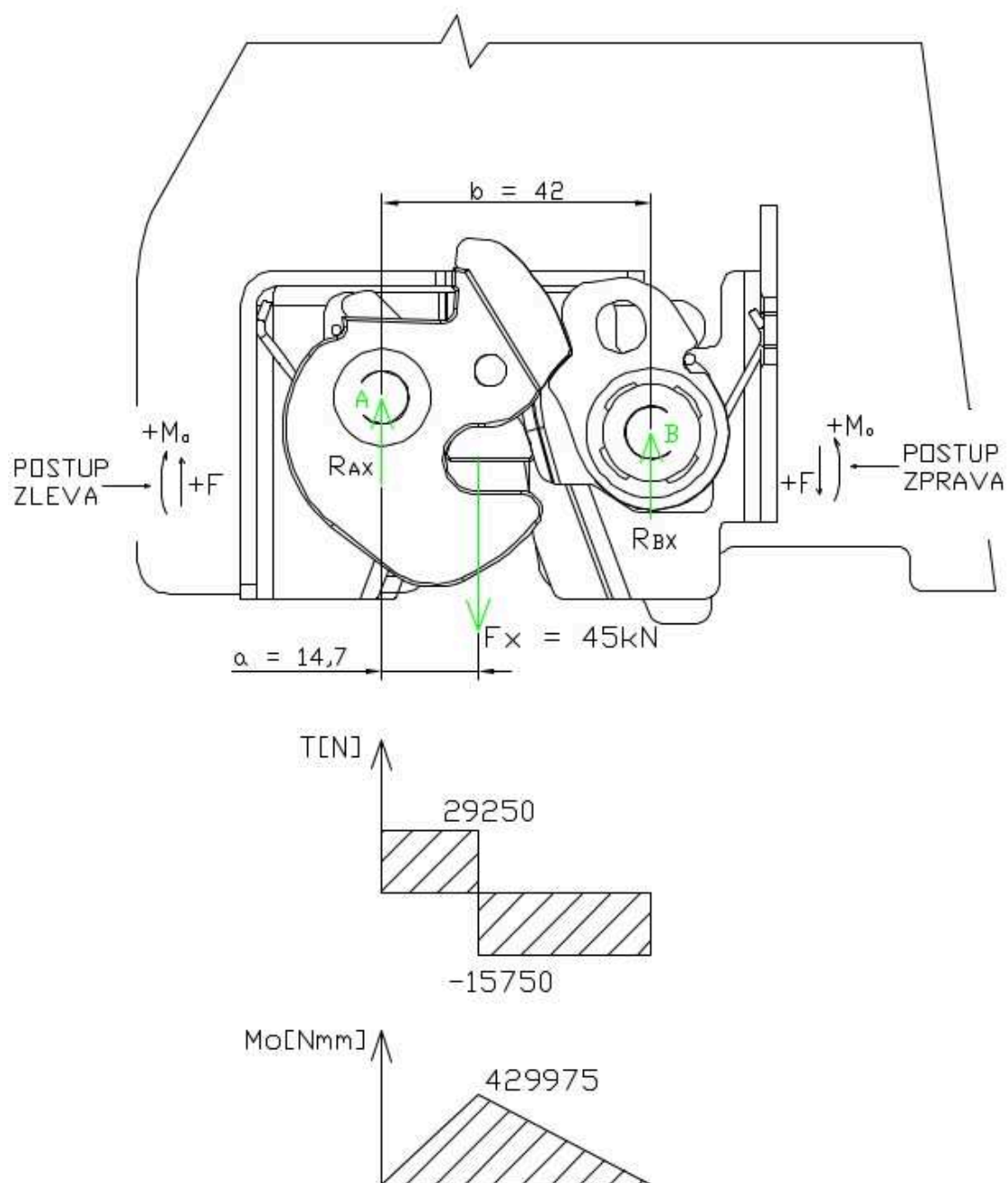
$$M_{02} = R_{Ax} \cdot x_1 - F_x \cdot (x_1 - a) \quad (7.5)$$
$$x_1 = b \rightarrow M_{01} = 29250 \cdot 42 - 45000 \cdot (42 - 14,7) = 0 \text{ [Nmm]}$$

Rovnice průběhu posouvajících sil:

$$T_{x2} = R_{Ax} - F_x = -15750 \text{ [N]} \quad (7.6)$$

Rovnice průběhu posouvajících sil:

$$T_{x3} = R_{Ax} - F_x + R_{Bx} = 0 \text{ [N]} \quad (7.7)$$



Obr. 7.1 Působení sil na zámek v rovině x – z a průběhy ohybových momentů a posouvajících sil

## 7.2 Výpočet a průběh ohybových momentů a posouvajících v rovině x - y

Na obr. 7.2 je nakresleno působení sil na zámek v rovině x - y a průběhy ohybových momentů a posouvajících sil.

Výpočet byl proveden podle [5].

Výpočet reakcí:

$$\sum M_D = R_{Cx} \cdot d - R_{Ax} \cdot c = 0 \quad (7.8)$$

$$R_{Cx} = \frac{R_{Ax} \cdot c}{d} = \frac{29250,9,3}{28,1} = 9680,6 \text{ [N]}$$

$$\sum M_C = R_{Dx} \cdot d - R_{Ax} \cdot (d - c) = 0 \quad (7.9)$$

$$R_{Dx} = \frac{R_{Ax} \cdot (d - c)}{d} = \frac{29250 \cdot (28,1 - 9,3)}{28,1} = 19569,4 \text{ [N]}$$

Průběh ohybových momentů a posouvajících sil v oblasti řezu bokorysu:

Rovnice průběhu ohybových momentů:

$$M_{o1} = R_{Cx} \cdot (x_1 - c) \quad (7.10)$$

$$x_1 = d \rightarrow M_{o1} = 9680,4 \cdot (28,1 - 9,3) = 181995,4 \text{ [Nmm]}$$

Rovnice průběhu posouvajících sil:

$$T_{x1} = R_{Cx} = 9680,6 \text{ [N]} \quad (7.11)$$

Rovnice průběhu ohybových momentů:

$$M_{o2} = R_{Cx} \cdot x_1 - R_{Ax} \cdot c \quad (7.12)$$

$$x_1 = d \rightarrow M_{o1} = 9680,6 \cdot 28,1 - 29250,9,3 = 0 \text{ [Nmm]}$$

Rovnice průběhu posouvajících sil:

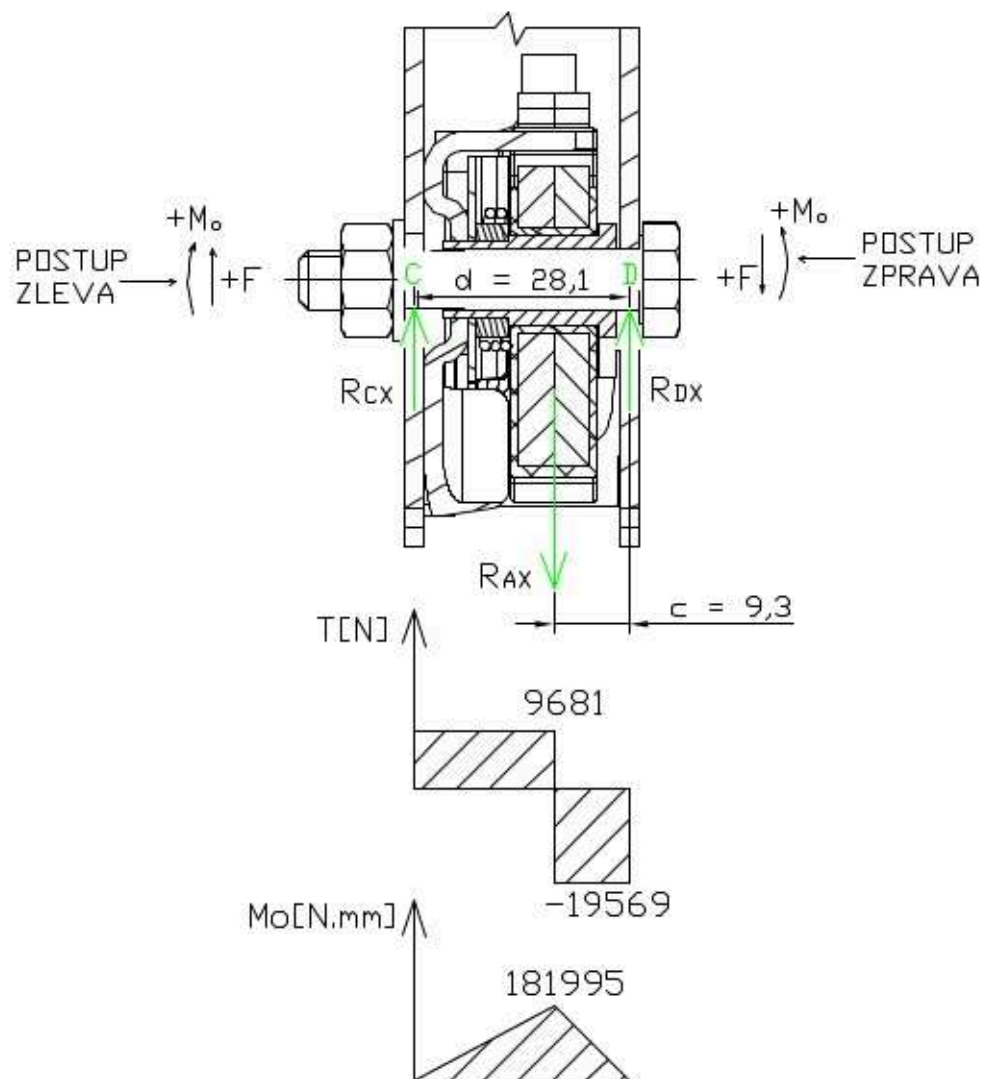
$$T_{x2} = R_{Cx} - R_{Ax} = -19569,4 \text{ [N]} \quad (7.13)$$

Rovnice průběhu posouvajících sil:

$$T_{x3} = R_{Cx} - R_{Ax} + R_{Dx} = 0 \text{ [N]} \quad (7.14)$$

:





Obr. 7.2 Působení sil na zámek v rovině x – y a průběhy ohybových momentů a posouvajících sil

### 7.3 Výpočet průměru šroubu (čepu) z podmínky pro ohyb

Výpočet potřebného průměru d šroubu z ohybu podle [6]

$$\sigma_{o\check{s}} = \frac{M_{o\check{s}}}{W_{o\check{s}}} \leq \sigma_{Do\check{s}} \quad (7.15)$$

$$\sigma_{o\check{s}} = \frac{R_{Dx} \cdot c}{\frac{\pi}{32} \cdot d_s^3} \leq \frac{R_e}{k_s}$$

Pro návrh průměru  $d_\xi$  jsem použil materiál třídy pevnosti 12.9 (tab. 7.1).

Tab. 7.1

Třída pevnosti 12.9	
Re [MPa]	1080
Rm [MPa]	1200
$p_D$ [MPa]	260

Z toho si vyjádřím průměr  $d_\xi$ :

$$d_\xi \geq \sqrt[3]{\frac{32 \cdot R_{Dx} \cdot c \cdot k_\xi}{\pi \cdot R_e}} \quad (7.16)$$

$$d_\xi \geq \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 19569,4 \cdot 9,3 \cdot 1}{\pi \cdot 1080}}$$

$$d_\xi \geq 11,97 = 12 \text{ [mm]}$$

Navržený šroub pro zámek je M12.

Délka úseku šroubu pod zámkem musí vyhovovat podmínce pro měrný tlak podle [6]:

$$p_1 = \frac{R_{Ax}}{d_\xi \cdot d} \leq p_D \quad (7.17)$$

$$p_1 = \frac{29250}{12,28,1} \leq p_D$$

$$p_1 = 86,7 \text{ MPa} \leq 360 \text{ [MPa]} \quad \rightarrow \quad \text{podmínka vyhovuje}$$

Vzhledem k návrhu průměru šroubu z podmínky pro ohyb volím otvor na pouzdře pro šroub průměr 12,2 [mm]

## 8 Výpočet napětí, deformace a průhybu na rohatce a západce

Na obr. 8.1 je vidět zámek sedadla s osovým systémem, který je umístěn a koncentrován v místě středu rohatky.

Je vidět, že působení sil je dáno prostřednictvím třmenu, který je namontován do desky třmenu.

Je zřejmé, že hlavním úkolem pro statické mezní namáhání je třeba vhodně vyřešit tvar a volbu materiálu jak pro rohatku, tak pro západku.

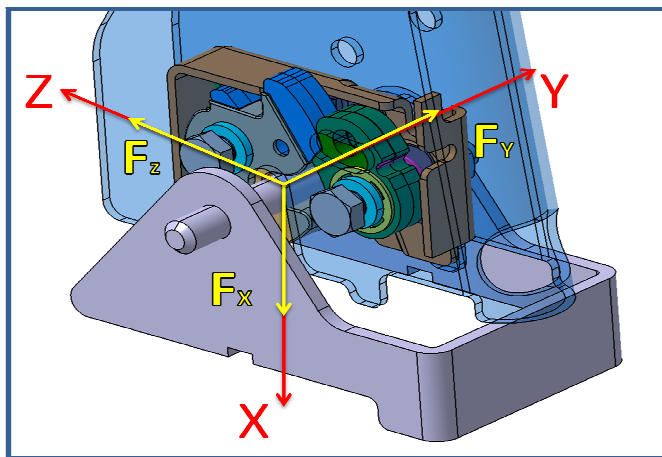
Vzhledem k extrémnímu působení sil je třeba navrhnout rohatku se západkou ze dvou stejně tlustých plechů  $t = 4,5$  mm, které se po přestřihnutí na lisovacím stroji k sobě upnou pomocí upínacího mechanismu a spojí bodovým svařováním na obvodu.

Pro rohatku se západkou byl určen materiál ocel 12050, která se navíc tepelně zpracuje pro lepší mechanické vlastnosti na zušlechtění pomocí kalení a popouštění na tvrdost 55HRC.

Mechanické vlastnosti materiálu 12050 – 55HRC [1] jsou uvedeny v tab. 8.1

Tab. 8.1 Popis mechanických vlastností materiálu

12050-55HRC ČSN 41 2050		
mez kluzu	Re	1397MPa
mez pevnosti	Rm	1995MPa
tažnost	A	5%



Obr. 8.1 Zámek sedadla s osovým systémem

V bakalářské zprávě jsem uvedl pouze výpočet napětí za pomoci software Ansys Workbench 14, při daném mezním namáhání.

V příloze A, B, C je kompletní postup výpočtu deformace včetně průhybu rohatky se západkou při daném mezním namáhání.

## 8.1 Výpočet napětí na rohatce a západce v ose X

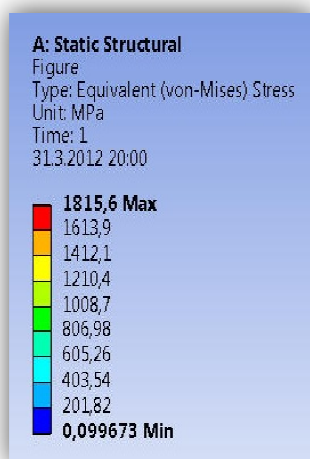
Na vytvořených obr. 8.3, 8.4 je znázorněno, v jakých místech dochází k maximální a k minimální koncentraci napětí. Na obr. 8.2 je tabulka s výsledky výpočtu.

Maximální napětí  $\sigma_{rx} = 1815,6$  [MPa] lze pozorovat v místech zúžení stěny mezi otvorem pro pouzdro a rádiusem rohatky pro místo uložení třmenu.

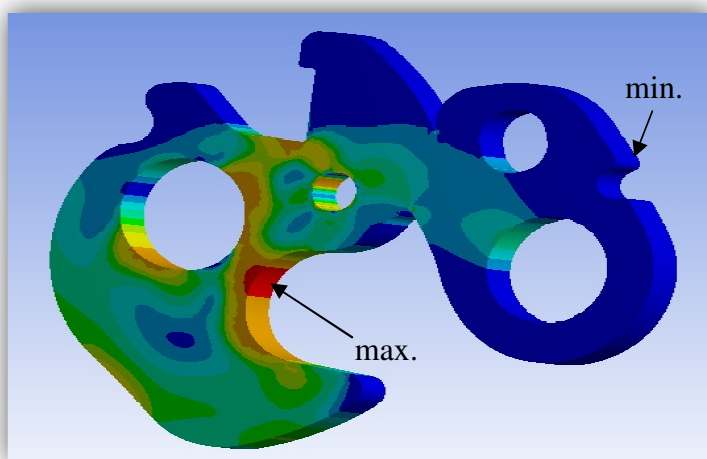
Minimální napětí  $\sigma_{zx} = 0,09$  [MPa] lze pozorovat na západce v oblasti rádiusu pro uchycení pružiny západky.

Výsledné napětí musí vyhovovat pevnostní podmínce

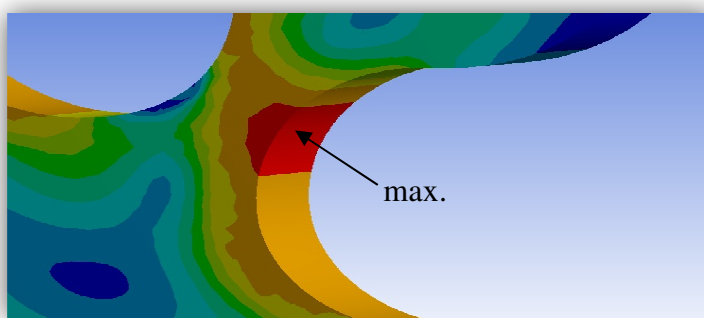
$$\sigma_{rx} = 1815,6 \text{ [MPa]} < R_m = 1995 \text{ [MPa]}$$



Obr. 8.2 Výsledky napětí



Obr. 8.3 Napěťová analýza



Obr. 8.4 Napěťová analýza detailní pohled na max. napětí

## 8.2 Výpočet napětí na rohatce a západce v ose Y

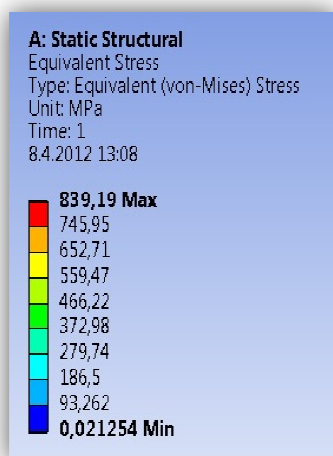
Výpočet a následný výsledek lze pozorovat na obr. 8.6 a 8.7. Na těchto obrázcích je znázorněno, v kterých oblastech dochází k maximálnímu a minimálnímu napětí. Tabulka s výsledky výpočtu je na obr. 8.5.

Napětí, které dosáhlo maximální hodnoty  $\sigma_{ry} = 839,19$  [MPa] je znázorněno u rohatky na hraně otvoru pro pouzdro.

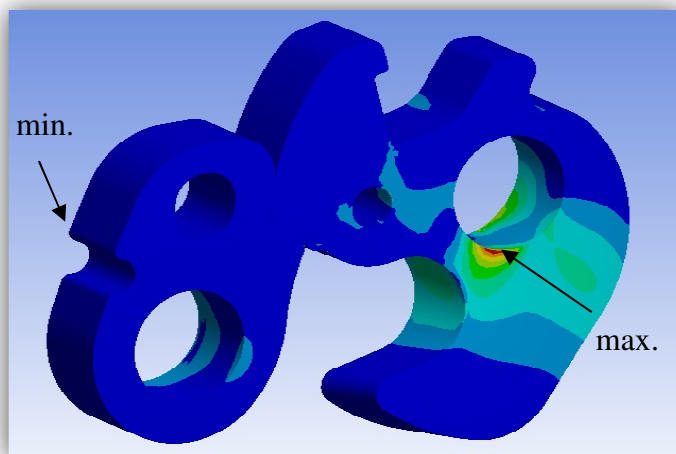
Napětí, které dosáhlo minimální hodnoty  $\sigma_{zy} = 0,021$  [MPa] je znázorněno na západce v oblasti rádiusu pro uchycení pružiny západky.

Výsledné napětí musí vyhovovat pevnostní podmínce:

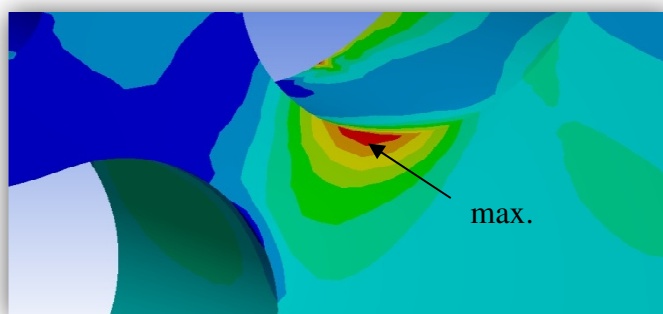
$$\sigma_{ry} = 839,2 \text{ [MPa]} < R_m = 1995 \text{ [MPa]}$$



Obr. 8.5 Výsledky napětí



Obr. 8.6 Napěťová analýza



Obr. 8.7 Napěťová analýza detailní pohled na max. napětí

### 8.3 Výpočet napětí na rohatce a západce v ose z

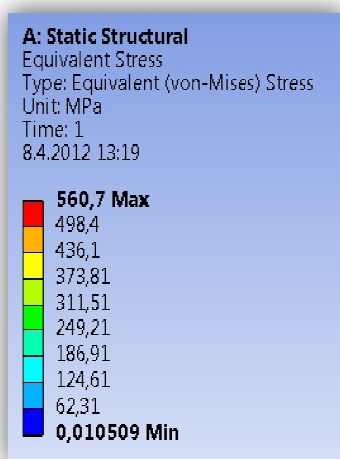
Výsledky tohoto výpočtu jsou ztvárněny na obr. 8.9 a obr. 8.10, kde lze pozorovat místa s maximálním a naopak s minimálním výsledkem napětí. Na obr. 8.8 je uvedena tabulka s výslednými hodnotami tohoto výpočtu.

V místě rohatky mezi otvorem pro pouzdro a rádiusem rohatky pro místo uložení třmenu je znázorněno maximální napětí  $\sigma_{rz} = 560,7$  [MPa].

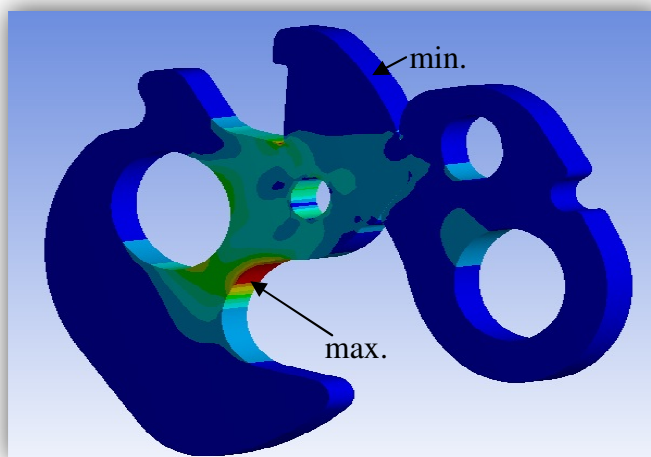
V oblasti hlavy rohatky je znázorněno minimální napětí  $\sigma_{rz} = 0,01$  [MPa]

Výsledné napětí musí vyhovovat pevnostní podmínce:

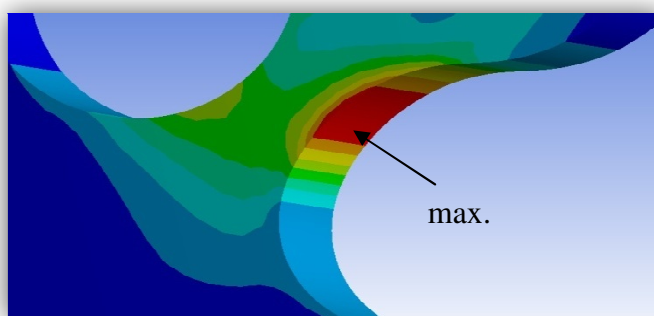
$$\sigma_{rz} = 560,7 \text{ [MPa]} < R_m = 1995 \text{ [MPa]}$$



Obr. 8.8 Výsledky napětí



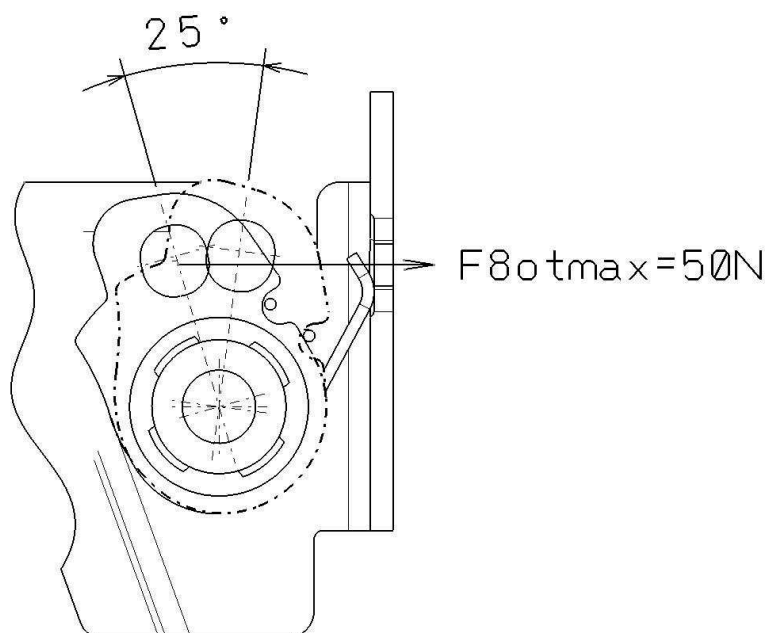
Obr. 8.9 Napěťová analýza



Obr. 8.10 Napěťová analýza detailní pohled na max. napětí

## 9 Návrh a výpočet zkrutných pružin zámku sedadla

### 9.1 Návrh a výpočet zkrutné pružiny západky



Obr. 9.1 Zdvih a max. otevírací síla pružiny západky

Pružina západky musí být navržena tak, aby bylo dbáno na zástavbové rozměry a navíc pro funkci zavření zámku její maximální vypočtená síla z návrhu pružiny nepřesáhla maximální sílu danou odběratelem  $F_{8otmax} = 50$  [N].

K výpočtu je potřeba zjistit, jaký pracovní úhel musí západka vykonat, aby se zámek otevřel. Z obr. 9.1 je znázorněno, že k otevření zámku je třeba počítat s úhlem  $\varphi_{hpz} = 25[^\circ]$ .

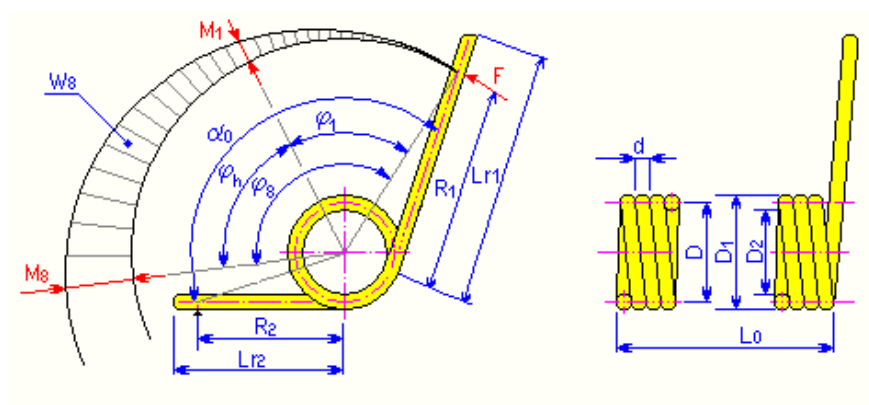
Pro výpočet je třeba navrhnout minimální úhlovou výchylku pracovního ramene  $\varphi_{1z}$ , tak, aby vypočtené ohybové napětí při maximálním pracovním zatížení  $\sigma_{8z}$  se přibližně blížilo dovolené hodnotě materiálu pružiny  $\sigma_{Apz}$ .

Z toho lze usoudit, že pružinu je třeba navrhnout tak, aby její dovolené ohybové napětí materiálu bylo maximálně využito pro funkci otevření zámku.

Pro volbu materiálu a následného zjištění mechanických vlastností byla použita norma ČSN EN 10270 – 1 [2].

Navržené parametry zkrutné pružiny západky jsou znázorněny v tab. 9.1.





Obr. 9.2 Schematický popis zkrutné pružiny [14]

Tab. 9.1 Základní parametry zkrutné pružiny západky

$d_{pz}$ [mm]	1,3	směr závitů	levý
$D_{2pz}$ [mm]	16,8	$n_{pz}$ [-]	2,45
$R_{1pz}$ [mm]	9,1	$\varphi_{1pz}$ [°]	60
$R_{2pz}$ [mm]	19,6		

Volba materiálu:

Tažený patentovaný drát z nelegované oceli – 1tř.

$\sigma_{Apz} = 1500$  [MPa]

$E_{pz} = 205000$  [MPa]

Výpočet středního průměru pružiny  $D_{pz}$ :

$$D_{pz} = D_{2pz} + d_{pz} = 16,8 + 1,3 = 18,1 \text{ [mm]} \quad (9.1)$$

Kroutící moment pružinou v předpruženém stavu  $M_{1pz}$ :

$$M_{1pz} = \frac{\pi \cdot \varphi_{1pz} \cdot E_{pz} \cdot d_{pz}^4}{3660 \cdot \left( \pi \cdot D_{pz} \cdot n_{pz} + \frac{R_{1pz}}{3} + \frac{R_{2pz}}{3} \right) \cdot 1000} \quad (9.2)$$

$$M_{1pz} = \frac{\pi \cdot 60 \cdot 205000 \cdot 1,3^4}{3660 \cdot \left( \pi \cdot 18,1 \cdot 2,45 + \frac{9,1}{3} + \frac{19,6}{3} \right) \cdot 1000}$$

$$M_{1pz} = 0,203 \text{ [N.m]}$$

Pracovní síla pružiny v předpruženém stavu  $F_{1pz}$ :

$$F_{1pz} = \frac{M_{1pz} \cdot 1000}{R_{1z}} \quad (9.3)$$

$$F_{1pz} = \frac{0,203 \cdot 1000}{9,1}$$

$$F_{1pz} = 22,3 \text{ [N]}$$

Minimální výchylka pracovního ramene  $\varphi_{8pz}$ :

$$\varphi_{8pz} = \varphi_{1pz} + \varphi_{hpz} = 25 + 60 = 85 [^\circ] \quad (9.4)$$

Krouticí moment pružinou v plně zatíženém stavu  $M_{8pz}$ :

$$M_{8pz} = \frac{\pi \cdot \varphi_{8pz} \cdot E_{pz} \cdot d_{pz}^4}{3660 \cdot \left( \pi \cdot D_{pz} \cdot n_{pz} + \frac{R_{1pz}}{3} + \frac{R_{2pz}}{3} \right) \cdot 1000} \quad (9.5)$$

$$M_{8pz} = \frac{\pi \cdot 85 \cdot 205000 \cdot 1,3^4}{3660 \cdot \left( \pi \cdot 18,1 \cdot 2,45 + \frac{9,1}{3} + \frac{19,6}{3} \right) \cdot 1000}$$

$$M_{8pz} = 0,287 \text{ [N.m]}$$

Pracovní síla pružiny v plnězatíženém stavu  $F_{8pz}$ :

$$F_{8pz} = \frac{M_{8pz} \cdot 1000}{R_{1z}} \quad (9.6)$$

$$F_{8pz} = \frac{0,287 \cdot 1000}{9,1}$$

$$F_{8pz} = 31,5 \text{ [N]}$$

$$F_{8pz} = 31,5 \text{ [N]} < F_{8otmax} = 50 \text{ [N]} \rightarrow \text{podmínka vyhovuje}$$

Součinitel koncentrace napětí  $K_{fpz}$ :

$$K_{fpz} = \frac{4 \cdot i_{pz}^2 - i_{pz} - 1}{4 \cdot i_{pz} \cdot (i_{pz} - 1)} \quad (9.7)$$

$$K_{fpz} = \frac{4 \cdot 13,92^2 - 13,92 - 1}{4 \cdot 13,92 \cdot (13,92 - 1)}$$

$$K_{fpz} = 1,057 [-]$$

Poměr vinutí  $i_z$ :

$$i_{pz} = \frac{D_{pz}}{d_{pz}} = \frac{18,1}{1,3} = 13,92 [-] \quad (9.8)$$

Ohybové napětí materiálu pružiny v předpruženém stavu  $\sigma_{1pz}$ :

$$\sigma_{1pz} = \frac{32 \cdot M_{1pz} \cdot K_{fpz} \cdot 1000}{\pi \cdot d_{pz}^3} \quad (9.9)$$

$$\sigma_{1pz} = \frac{32 \cdot 0,203 \cdot 1,057 \cdot 1000}{\pi \cdot 1,3^3}$$

$$\sigma_{1pz} = 992,5 \text{ [MPa]}$$

Ohybové napětí materiálu pružiny v plnězatíženém stavu  $\sigma_{8pz}$ :

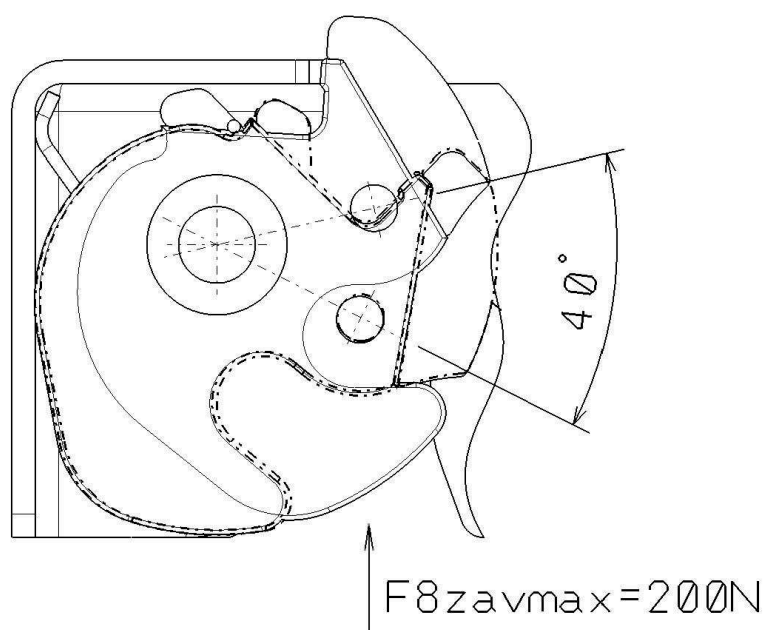
$$\sigma_{8pz} = \frac{32 \cdot M_{8pz} \cdot K_{fpz} \cdot 1000}{\pi \cdot d_{pz}^3} \quad (9.10)$$

$$\sigma_{8pz} = \frac{32 \cdot 0,287 \cdot 1,057 \cdot 1000}{\pi \cdot 1,3^3}$$

$$\sigma_{8pz} = 1406 \text{ [MPa]}$$

$$\sigma_{8pz} = 1406 \text{ [MPa]} \leq \sigma_{Apz} = 1500 \text{ [MPa]} \rightarrow \text{podmínka vyhovuje}$$

## 9.2 Návrh a výpočet zkrutné pružiny rohatky



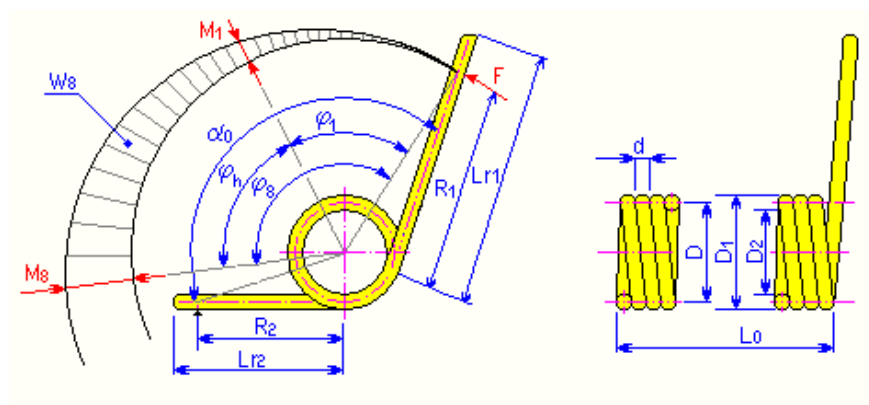
Obr. 9.3 Zdvih a max. zavírací síla pružiny západky

Návrhem pružiny rohatky musíme respektovat zástavbové rozměry a také vypočítaná maximální síla pružiny nesmí přesáhnout podmínku danou odběratelem  $F_{8\text{zavmax}} = 200 \text{ [N]}$ , pro správnou funkci zavření zámku.

Z obr. 9.3 je znázorněn pracovní úhel  $\varphi_{\text{hpr}} = 40^\circ$ , s kterým je třeba počítat při návrhu pružiny. Pro návrh pružiny je zapotřebí stanovit minimální úhlovou výchylku pracovního ramene  $\varphi_{1r}$  tak, aby pro správnou funkci zavření zámku bylo vypočítané ohybové napětí při maximálním zatížení  $\sigma_{8r}$  se blížilo dovolenému ohybovému napětí navrženého materiálu.

Z toho vyplývá, aby pružina správně pracovala a navíc splnila správnou funkci a tj. zavření zámku, že dovolené ohybové napětí navrženého materiálu je třeba maximálně využít. Pro volbu materiálu a následného zjištění mechanických vlastností byla použita norma ČSN EN 10270 – 1 [2].

Navržené parametry zkrutné pružiny rohatky jsou znázorněny v tab. 9.2.



Obr. 9.4 Schematický popis zkrutné pružiny [14]

Tab. 9.2 Základní parametry zkrutné pružiny západky

$d_{pr}$ [mm]	1,4	směr závitů	pravý
$D_{2pZ}$ [mm]	16,2	$n_{pZ}$ [-]	2,4
$R_{1pZ}$ [mm]	9,2	$\varphi_{1pZ}$ [°]	35
$R_{2pZ}$ [mm]	20,9		

Volba materiálu:

Tažený patentovaný drát z nelegované oceli – 1tř.

$$\sigma_{Apr} = 1500 \text{ [MPa]}$$

$$E_{pr} = 205000 \text{ [MPa]}$$

Výpočet středního průměru pružiny  $D_{pr}$ :

$$D_{pr} = D_{2pr} + d_{pr} = 16,2 + 1,4 = 17,6 \text{ [mm]} \quad (9.11)$$

Kroutící moment pružinou v předpruženém stavu  $M_{1pr}$ :

$$M_{1pr} = \frac{\pi \cdot \varphi_{1pr} \cdot E_{pr} \cdot d_{pr}^4}{3660 \cdot \left( \pi \cdot D_{pr} \cdot n_{pr} + \frac{R_{1pr}}{3} + \frac{R_{2pr}}{3} \right) \cdot 1000} \quad (9.12)$$

$$M_{1pr} = \frac{\pi \cdot 35 \cdot 205000 \cdot 1,4^4}{3660 \cdot \left( \pi \cdot 17,6 \cdot 2,4 + \frac{9,2}{3} + \frac{20,9}{3} \right) \cdot 1000}$$

$$M_{1pr} = 0,166 \text{ [N.m]}$$

Pracovní síla pružiny v předpruženém stavu  $F_{1pr}$ :

$$F_{1pr} = \frac{M_{1pr} \cdot 1000}{R_{1pr}} \quad (9.13)$$

$$F_{1pr} = \frac{0,166 \cdot 1000}{9,2}$$

$$F_{1pr} = 18 \text{ [N]}$$

Minimální výchylka pracovního ramene  $\varphi_{8pr}$ :

$$\varphi_{8pr} = \varphi_{1pr} + \varphi_{hpr} = 35 + 40 = 75 [^\circ] \quad (9.14)$$

Kroutící moment pružinou v plně zatíženém stavu  $M_{8pr}$ :

$$M_{8pr} = \frac{\pi \cdot \varphi_{8pr} \cdot E_{pr} \cdot d_{pr}^4}{3660 \cdot \left( \pi \cdot D_{pr} \cdot n_{pr} + \frac{R_{1pr}}{3} + \frac{R_{2pr}}{3} \right) \cdot 1000} \quad (9.15)$$

$$M_{8pr} = \frac{\pi \cdot 75 \cdot 205000 \cdot 1,4^4}{3660 \cdot \left( \pi \cdot 17,6 \cdot 2,4 + \frac{9,2}{3} + \frac{20,9}{3} \right) \cdot 1000}$$

$$M_{8pr} = 0,355 \text{ [N} \cdot \text{m]}$$

Pracovní síla pružiny v plně zatíženém  $F_{8pr}$ :

$$F_{8pr} = \frac{M_{8pr} \cdot 1000}{R_{1pr}} \quad (9.16)$$

$$F_{8pr} = \frac{0,355 \cdot 1000}{9,2}$$

$$F_{8pr} = 38,6 \text{ [N]}$$

$$F_{8pr} = 38,6 \text{ [N]} < F_{8zavmax} = 200 \text{ [N]} \rightarrow \text{podmínka vyhovuje}$$

Součinitel koncentrace napětí  $K_{fpr}$ :

$$K_{fpr} = \frac{4 \cdot i_{pr}^2 - i_{pr} - 1}{4 \cdot i_{pr} \cdot (i_{pr} - 1)} \quad (9.17)$$

$$K_{fpr} = \frac{4 \cdot 12,57^2 - 12,57 - 1}{4 \cdot 12,57 \cdot (12,57 - 1)}$$

$$K_{fr} = 1,063 [-]$$

Poměr vinutí  $i_{pr}$ :

$$i_{pr} = \frac{D_{pr}}{d_{pr}} = \frac{17,6}{1,4} = 12,57 [-] \quad (9.18)$$

Ohybové napětí materiálu pružiny v předpruženém stavu  $\sigma_{1pr}$ :

$$\sigma_{1pr} = \frac{32 \cdot M_{1pr} \cdot K_{fpr} \cdot 1000}{\pi \cdot d_{pr}^3} \quad (9.19)$$

$$\sigma_{1pr} = \frac{32 \cdot 0,166 \cdot 1,063 \cdot 1000}{\pi \cdot 1,4^3}$$

$$\sigma_{1pr} = 654,3 \text{ [MPa]}$$

Ohybové napětí materiálu pružiny v plnězatíženém stavu  $\sigma_{8pr}$ :

$$\sigma_{8pr} = \frac{32 \cdot M_{8pr} \cdot K_{fpr} \cdot 1000}{\pi \cdot d_{pr}^3} \quad (9.20)$$

$$\sigma_{8pr} = \frac{32 \cdot 0,355 \cdot 1,063 \cdot 1000}{\pi \cdot 1,4^3}$$

$$\sigma_{8pr} = 1402,2 \text{ [MPa]}$$

$$\sigma_{8pr} = 1402,2 \text{ [MPa]} \leq \sigma_{Apr} = 1500 \text{ [MPa]} \rightarrow \text{podmínka vyhovuje}$$

## 10 Závěr

Cílem této bakalářské práce byl návrh zámku třímístného sedadla pro automobil Renault Traffic. Dle zástavbových rozměrů byl zámek navržen a konstruován rozměrově tak, že jeho hmotnost 277g nepřevyšuje maximální hmotnost 400g danou odběratelem.

Další podmínka daná odběratelem bylo stanovené mezní namáhání na zámek. Prostřednictvím mezního namáhání byl navržen otvor pro šroubový spoj z podmínky pro ohyb. Za pomoci výpočtu MKP bylo mým cílem zjistit, v které oblasti a jaké velikosti bude vznikat největší ohybové napětí, deformace a průhyb pro rohatku se západkou.

Dle norem ČSN EN ISO 18265 pro kalení a popouštění materiálu a následného zjištění tvrdosti můžu usoudit, že sestava tj. rohatka se západkou, která byla zakalena a následně popouštěna na 55HRC bude schopna unést mezní namáhání i vzhledem k plastické deformaci a to ve všech třech osách jednotlivě x, y a z, jelikož vypočtené napětí nepřevyšuje mez pevnosti daného materiálu.

Pro správnou funkci otevření a zavření zámku byly navrženy zkrutné pružiny a to na rohatku a západku. Návrh zkrutných pružin byl vytvořen tak, aby bylo maximálně využito ohybového napětí materiálu pružiny a tím byly pružiny dostatečně pružné a splnili tak danou funkci tj. otevření a zavření zámku. Tento typ zámku je prozatím ve fázi prototypu.

Dle zadaných podmínek odběratelem byly splněny všechny podmínky dané odběratelem. Součástí bakalářské práce je výkresová dokumentace sestavy zámku a výrobního výkresu západky.



## 11 Použitá literatura

### Normy, příručky a skripta:

- [1] ČSN EN ISO 18265 / 42 0379, KOVOVÉ MATERIÁLY – PŘEVOD HODNOT TVRDOSTI
- [2] ČSN EN 10270 – 1, OCELOVÉ DRÁT NA MECHANICKÉ PRUŽINY  
Část 1: Patentované pružinové dráty z nelegovaných ocelí, tažené za studena
- [3] KALÁB, K., *Části a mechanismy strojů pro bakaláře – Části spojovací*, VŠB – TUO, 2010, ISBN 978 – 80 – 248 – 1290 – 8
- [4] LEINVEBER, J., VÁVRA, P., *Strojnické tabulky*, ALBRA Úvaly, 2003, ISBN 80 – 86490 – 74 – 2
- [5] MORAVEC, V., HAVLÍK, J., *Výpočty a konstrukce strojních dílů*, VŠB – TUO, 2008, ISBN 978 – 80 – 248 – 0878 – 9
- [6] NĚMČEK Miloš, *Řešené příklady z částí a mechanismů strojů*, VŠB – TUO, 2002, ISBN 80 – 248 -0050 – 0

### Internet:

- [7] *Audiworld* [online]. c2012. < <http://www.audiworld.com> />
- [8] *PojistovakCic* [online]. c2012. < <http://www.pojistovakcic.cz> />
- [9] *Autocade* [online]. c2012. < <http://autocade.net/>>
- [10] *AutoBild* [online]. c2012. < <http://www.autobild.de/>>
- [11] *BranoGroup* [online]. c2012. < <http://www.brano.cz/>>
- [12] *KiralikMinibus* [online]. c2012. < <http://www.kiralikminibus.net/>>
- [13] *Autodesk Wikiphelp* [online]. c2012. < <http://wikihelp.autodesk.com> />

### Použitý software:

Microsoft Office Word 2007

Microsoft Office PowerPoint 2007

Autodesk Inventor Professional 2012

AutoCAD 2012

Catia V5R19

Ansys Workbench 14

## 12 Seznam příloh

Název	Označení	Formát
Příloha A	Mezní namáhání rohatky se západkou v ose x	A4
Příloha B	Mezní namáhání rohatky se západkou v ose y	A4
Příloha C	Mezní namáhání rohatky se západkou v ose z	A4
Příloha D	Sedadlo ve výchozí poloze	A4
Příloha E	Sedadlo se sklopeným opěradlem	A4
Příloha F	Sedadlo ve sklopené poloze	A4
Zámek sedadel	KSS03_KUC537_0	A2
Západka	KSS03_KUC537_3_1	A3